

Design of a Dryer for cereals that uses as an energy source solid biomass-electric source

Diseño de un Secador para cereales que utiliza como fuente de energía biomasa sólida-fuente eléctrica

Abstract

The process of drying a product at the agro-industrial level is considered one of the most important stages for the storage and conservation of food, it is also the process where there is a greater consumption of fuel and energy. To know the drying technology used in the agricultural sector in the province of Guayas, we proceeded to assess the technology and the energy consumption used. During the evaluation it was observed that the main problems are the construction being of an artisanal or empirical way. In this same sense, they use conventional fuels as the main source of energy being these; gas, diesel or firewood. Due to the lack of fuel control, 60% more than what is required is consumed, billing values between \$ 1000 to \$ 3000 per month for gas consumption of industrial type (medium producers). On the other hand, is evident in small producers the use of domestic LPG for the drying of the aforementioned products, which is also not favorable for the economy of the region. From the problem previously discussed, the design of a dryer is proposed through a technological mixing where biomass is used as the main source of fuel and 10% of electrical source as a secondary source. The investigation starts from the selection of the best design alternative, then proceeds with the; theoretical calculations of each component, simulations using CFDs for the combustion process. The dryer design includes a drying chamber, combustion chamber, heat exchanger, electric heat source and gas cleaning system. It is determined that the respective error between the theoretical data and the simulated data is 2%.

key words ; combustion, CFDs, dryer , heat exchanger

El proceso de secado de un producto a nivel agroindustrial está considerado como una de las etapas más importante para el almacenamiento y conservación del alimento, además es el proceso donde existe un mayor consumo de combustible y energía. Para conocer la tecnología de secado utilizada en el sector agrícola de la provincia del Guayas se ha procedido a valorar la tecnología y el consumo de energía utilizado. Durante la valoración se ha observado que los principales problemas es la construcción siendo de manera artesanal o empírica. En este mismo sentido, utilizan combustibles convencionales como fuente principal de energía siendo estos; gas, diésel o leña. Por la falta de control del combustible, se consumen un 60 % más de lo que se requiere, facturando valores entre \$1000 a \$ 3000 dólares mensuales por consumo de gas de tipo industrial (medianos productores). Por otra parte, en los pequeños productores se evidencia el uso de tanques de GLP de uso doméstico para el secado de los productos. A partir, de la problemática anteriormente expuesta, se plantea el diseño de un secador a través de un mixing tecnológico donde se utilice biomasa como fuente principal de combustible y un 10% de fuente eléctrica como fuente secundaria. La investigación parte de la selección de la mejor alternativa de diseño, posteriormente se procede con los; cálculos teóricos de cada componente, simulaciones utilizando programas CFDs para el proceso de combustión. El diseño del secador comprende de una cámara de secado, cámara de combustión, intercambiador de calor, fuente de calor eléctrica y sistema de depuración de gases. Se determina que el error respectivo, entre los datos teóricos con los simulados es del 2 %.

Palabras clave— combustión, CFDs, Secador, intercambiador de calor,

Resumen

Recibido: Colocar fecha de envío (Ej: 2018-06-05), Aprobado tras revisión: Fecha colocada por el Consejo Editorial
Nombre del trabajo técnico entre comillas Ej: "Guía para la Preparación y Envío de los
Científicos del IV Congreso Internacional I+D+i en Sostenibilidad Energética 2019.

Artículos

1. INTRODUCCIÓN

El secado es uno de los procesos que consume el mayor porcentaje de energía a nivel agroindustrial [1]. En la práctica, el requerimiento de energía para secar granos alimenticios tiene dos componentes: el primer componente corresponde a la energía requerida para evaporar el agua libre y el segundo componente será la energía requerida para eliminar el agua que está asociada con la matriz alimentaria [2].

A partir del análisis presentado por varios autores [3-4-5] la energía útil para el secado de granos oscila entre 3000 a 8000 kJ / kg de agua eliminada (dependiendo de la temperatura del aire caliente) [3]. Por otra parte, la calidad y humedad final del grano dependerá del método utilizado para la deshidratación del producto (método directo o indirecto). Cabe considerar, en relación a la evaluación del rendimiento energético del proceso, varios autores [4,5] han reportado en términos generales que el consumo de calor está entorno de los 2330 a 2790 kJ /kg de agua eliminada al utilizar aire natural , cuando se utiliza una fuente de aire artificial a baja temperatura la tasa varía entre 2790 a 3490 kJ /kg de agua evaporada, al utilizar secadores “Batch” la tasa es de 3490 a 4650 kJ /kg de agua y al secar a altas temperaturas sin recirculación la tasa es de 4.650 a 6.980 kJ /kg de agua evaporada.

De lo anteriormente mencionado, los valores pueden presentar fluctuaciones importantes en los equipos de secado en función de los parámetros tecnológicos y de operación, incluyendo vectores energéticos; lo que ocasiona un incremento importante del consumo final de energía. [6]. En relación a lo antes mencionado, la energía requerida para el proceso de secado a nivel agroindustrial en la provincia del Guayas se basa de la utilización de fuentes de energías no renovables como es el caso del gas licuado de petróleo GLP, diésel, electricidad (resistencias eléctricas). En el caso particular en los pequeños productores agroindustriales el proceso de secado se realiza de manera natural (esparcimiento del producto en tendales de cemento, plásticos negros o calles asfaltadas). Continuando en este mismo sentido, tanto los pequeños y medianos productores utilizan secadores de tipo artesanal o semi-artesanal , cuyo costo construccional esta alrededor de \$500 a \$1500 dólares americano. La fuente principal de energía utilizada es gas (GLP) de uso doméstico, diésel y electricidad.

En relación con los grandes productores, utilizan secadores de tipo industrial para secar una capacidad de 60 a 100 quintales de granos durante 8 horas, cuya fuente de calor se genera a través del uso de GLP de tipo industrial y electricidad. Por otra parte, se ha identificado en ciertas áreas como el sector de las piladoras de arroz utilizan las cascarillas de arroz como fuente de calor primaria.

Finalmente, del análisis anteriormente expuesto,

podemos decir que la principal problemática del área agroindustrial en el proceso de secado, se da por la manera empírica para construir secadores, no considerando aspectos técnicos con la finalidad de evitar el uso mesurado de combustibles fósiles como diésel o GLP, que de una u otra manera contamina el ambiente y en ciertos casos el producto.

El objetivo del presente trabajo es diseñar un horno de calor que utilice biomasa sólida y como fuente secundaria una fuente eléctrica (mixing tecnológico). Para cumplir con este objetivo se procede a realizar el levantamiento de información de la tecnología del secado y del consumo energético del sector productivo con la finalidad de proceder a seleccionar las mejores alternativas de diseño y posteriormente comparar los resultados teóricos y simulados del diseño final.

1.1. Valoración de la Tecnología de secado para cereales

Para efecto de análisis de la tecnología de secado utilizada en el sector agroindustrial se ha seleccionado área de actuación como son el sector de piladoras y el sector maicero. siendo los sectores más representativos en la provincia del Guayas para el caso de cereales.

Durante las visitas técnicas realizadas en las piladoras de arroz y centro de acopio de maíz se utilizó la metodología investigativa a través del uso de herramienta como son fichas técnicas donde se evalúa; capacidad del secador, dimensión del sistema de calentamiento, fuente de combustible, cantidad de combustible por hora, costo, temperatura de la llama, consumo eléctrico.

Piladoras de arroz: La tecnología de secado utilizada , consiste en construir un cámara de secado rectangular realizada con materias de mampostería (bloques y cemento) siendo adaptada a un quemador de gas construido de manera artesanal, que no tiene mecanismo de regulación de la flama y mucho menos no cumple con la seguridad para el operador. El sistema funciona de manera simple; el tanque de GLP va conectado a un quemador de gas de una, dos o tres boquillas, la flama calienta el aire de los alrededores (250 hasta los 400 °C temperatura de la flama), con ayuda de un extractor de aire el gas caliente (120 a 80 °C) es ingresado a la cámara de secado para deshidratar el producto a una temperatura de 40° C a 50°C. Es necesario indicar, que muy pocos secadores tienen adaptado un sistema de control para apagar y encender el equipo. De manera general se hace difícil controlar la temperatura de secado del producto, por lo tanto, tiende a quemarse un 5% del arroz en cascara.

Por otra parte, existen grandes piladoras que utilizan secadoras adaptada con biomasa como fuente de combustibles. La cascarilla de arroz es ingresada en una tolva y cada 10 minutos ingresa al horno de combustión, cabe indicar, que para empezar la ignición de la quema

de la cascarilla de arroz se utilizan entre 2 a 4 galones de diésel. En el interior de la cámara los gases de combustión pasan por el exterior de un conjunto de tubos (sistema a manera de intercambiador de calor de un paso) saliendo hacia la chimenea. El intercambio de calor del aire caliente que ingresa a la cámara de secado se genera a través del extractor de aire colocado entre la cámara de secado y el intercambiador de calor.

En caso de secadores eléctricos, estos utilizan resistencias eléctricas con la finalidad de mantener una temperatura de secado de 100 °C el producto (fabricación de arroz envejecido).

En la figura 1, se presentan el análisis de consumo energético de los secadores utilizados en el sector arrocero y maicero

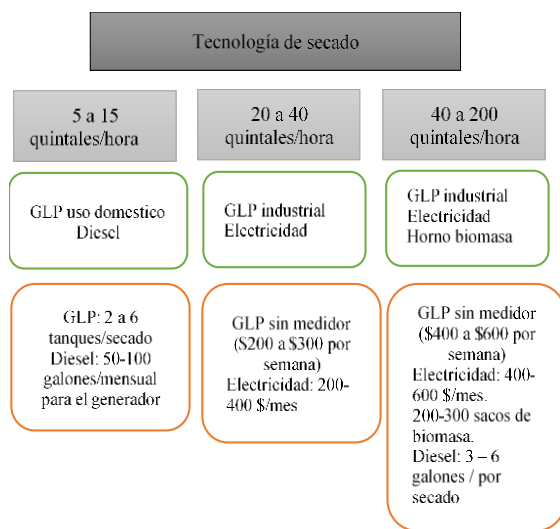


Figura 1: Consumo de energía en relación a la capacidad de secado

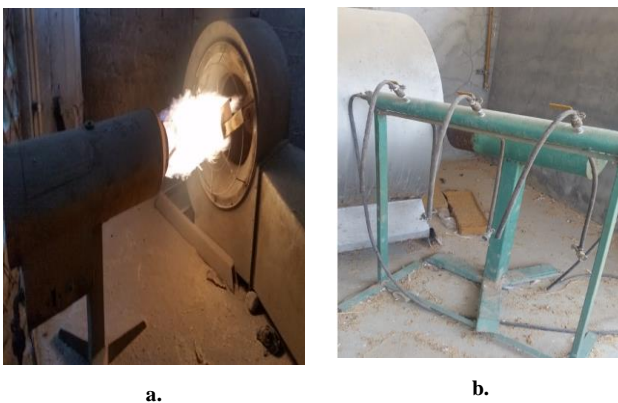


Figura 2: Fuente de generación de calor GLP. a) quemadores industriales. b) quemador de construcción artesanal de 2 boquillas



Figura 3: Secador. Fuente de generación de calor principal; cascarilla de arroz.

2. METODOLOGÍA

2.1. Análisis técnico de la solución

A partir de las evaluaciones de la tecnología del secado utilizada por los centros de acopio para el secado de cereales, se determinaron varios problemas tales como; la temperatura del aire de secado no es uniforme en toda la cámara, existe un alto consumo de combustibles GLP o diésel, inadecuado dimensionamiento del extractor de aire, se genera un frente de llama directa al sistema de extracción para llegar a obtener el aire caliente de 120 °C, por lo tanto, existen pérdidas de calor en el sistema que ocasionan pérdidas del producto a secar , siendo entre el 4 al 5 % de la cantidad total del producto.

A partir, de las limitaciones encontradas en el área de estudio y los requerimientos del productor se han planteado algunos parámetros importantes para el diseño:

- Mantenimiento: El equipo a diseñar debe ser de fácil operatividad y mantenimiento. Hoy en día los equipos deben contar con un mantenimiento de tipo preventivo con el fin de evitar costosos daños.
- Accesibilidad de materiales en el mercado: El diseño requiere que sus partes o componentes sean construidos con materiales que se encuentren disponibles en el mercado nacional.
- Facilidad de uso: La mayoría de los operadores de equipos de secado de granos, pertenecen al sector rural agroindustrial cuyo conocimiento de operación han sido adquirido de forma empírica. Por lo tanto, el diseño en su totalidad deberá ser fácil y sencillo de operar.
- Seguridad para los operadores: El diseño deberá garantizar seguridad para los trabajadores, evitando que la llama se encuentre en la intemperie

2.2. Alternativas del diseño

Entre las alternativas del diseño, se encuentran;

- Mejorar el sistema del quemador de gas; realizar un recubrimiento del quemador con un ducto metálico y una plancha de fibra cerámica con el

fin de evitar que el operador se quemara. El gas caliente pase por un intercambiador de calor con el fin de evitar que el gas de GLP este en contacto con el producto a secar.

- b) Sistema de resistencias eléctricas: Estos equipos no son muy utilizados en la generación de calor en procesos de secado, sin embargo, es una alternativa que se puede considerar. Estos hornos disipan calor por resistencias eléctricas basando su funcionamiento en el efecto Joule y presentan la ventaja de que a partir de las mismas se puede generar aire caliente totalmente limpio con un rango de temperaturas bastante amplio, lo cual es conveniente en el proceso, pero una de sus mayores desventajas es su elevado costo.
- c) Hornos de combustión de biomasa: es una alternativa viable, donde se puede aprovechar el uso de biomasa (pellets, mezclas de residuos de poda, cascarilla de arroz, entre otros) como combustible. Lo cual requiere de una tolva que permitirá conducir la carga de biomasa al horno de combustión en tiempo adecuado a través de un sistema de control. En el diseño se deberá considerar la simplicidad de la construcción.
- d) Intercambiador de calor; Una de las alternativas propuestas para el sistema de secado, es el uso de un intercambiador de calor. El flujo de gases producido tanto el uso de gas o biomasa contienen de una u otra manera gases como CO₂, NO₂ y CO [4]. durante la quema de GLP y material articulado por la quema de biomasa.

En la tabla 1, se presenta la valoración de la matriz de decisión utilizada con el fin de seleccionar el tipo de fuente de calor a utilizar para empezar con el diseño del secador. Como se puede observar en esta tabla 1, se ha ponderado los pesos de los distintos criterios a través de la factibilidad del diseño, entre ellos se encuentra el costo de producción y control de la temperatura cada uno con un peso de 25%, seguido por el ahorro de combustible o energía con un 25%. El análisis se realiza a través de la sumatoria de cada peso multiplicado por la ponderación (escala del 1 al 10, donde se establece la factibilidad del recurso). Como se puede observar en el análisis el uso de biomasa sería una de las alternativas utilizadas como fuente de calor

Tabla 1. Matriz de decisión para selección de la fuente de calor

Criterios	Peso	Resistencias eléctricas	Combustibles Fósiles	Combustión de biomasa
Facilidad de uso	15%	7	10	6
Seguridad	10%	8	4	8
Costos de Producción	25%	6	5	9

Mantenimiento	5%	5	8	7
Control de Temperatura	25%	7	4	9
Ahorro de energía	20%	4	5	8
Total	100%	6.15	5.55	8.15

Una vez seleccionada alternativa de fuente de calor, en este caso involucra diseñar un horno para biomasa. Para ello, es necesario analizar el intercambiador de calor a utilizar. En la tabla 2, se presenta la matriz de selección de este componente.

Tabla 2. Matriz de decisión para selección del intercambiador de calor

Criterios	Peso	Intercambiador de calor de un paso, flujo de gases internos	Intercambiador de calor de 3 pasos, flujo de gases internos	Intercambiador de calor de 4 pasos, flujo de gases internos
Facilidad de uso	20%	8	6	9
Seguridad	15%	5	8	7
Costos de Producción	30%	8	5	8
Mantenimiento	10%	5	6	8
Control de Temperatura	25%	7	8	8
Total	100%	6.75%	6.5%	8.05%

En la tabla 2, se presenta la selección de la mejor alternativa del intercambiador de calor, resultando ser el intercambiador de calor de 4 pasos con flujo de gases interno.

Es importante mencionar, que el horno de biomasa tiene la ventaja que se puede usar biomasa como cascarilla de arroz, residuos de troza de poda o mezclas con pellets, lo cual hace que el proceso sea más barato. Además, como proceso inicial de ignición de la biomasa se pretenderá usar una resistencia eléctrica considerándose más limpio que el uso de diésel. Por otro lado, el intercambiador de calor será acoplado a lado del horno de combustión. Los gases de combustión pasara internamente en los tubos del intercambiador con la finalidad limpiar el material inquemado, y por el exterior de los tubos pasará el flujo aire proveniente de un ventilador.

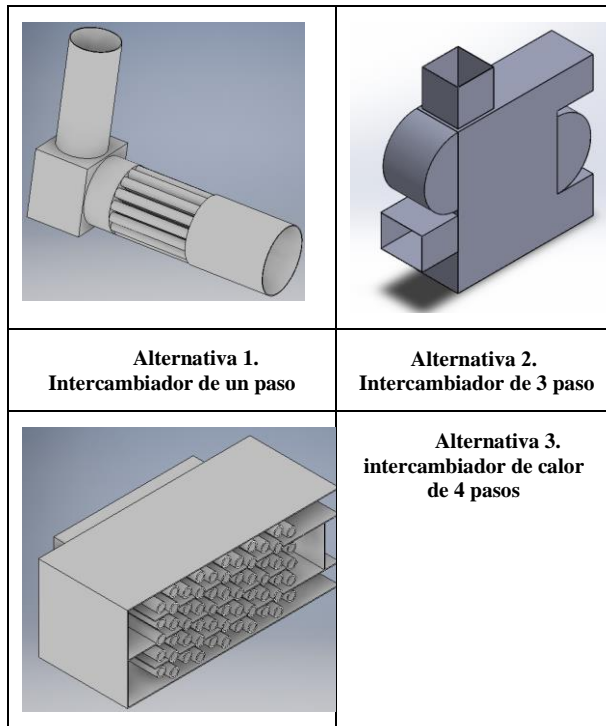


Figura 4: Diseño de las alternativas del intercambiador de calor

2.3. Cálculos matemáticos

a) Energía necesaria para secar.

Primero se determina la cantidad de energía que se requiere para secar quemar, para efecto de cálculo se ha determinado secar 400 libras de arroz. Por lo tanto, se determina el calor necesario, como se muestra (1):

$$Q_T = m * (h_2 - h_1) \quad (1)$$

Donde; m flujo másico de aire y las entalpías correspondientes a la temperatura inicial h_1 y final (h_2).

El flujo másico se determina a través de la ecuación (2)

$$\dot{m}_a = \frac{v_T}{H_{a,c} - H_w} \quad (2)$$

Siendo; V_t ,La velocidad de secado , $H_{a,c}$ y H_w gramos de humedad por kilogramo de aire seco de temperatura de bulbo seco y bulbo húmedo, respectivamente .

La velocidad de secado (V_t) fue obtenida por medio de la constante R_c , A_b que representa el área y N_b el número de bandejas donde se encuentra el producto, como se indica en (3):

$$V_t = R_c * A_b * N_b \quad (3)$$

La constante de R_c representa la constante de velocidad de secado del arroz, y es obtenido por medio de la temperatura de bulbo húmedo T_w y temperatura de bulbo seco T_{ac} junto con el coeficiente de convección natural (h_i) y el calor latente del agua ($w_{latente}$). (4)

$$R_c = \frac{h_i}{w_{latente}} (T_{ac} - T_w) * 3600 \quad (4)$$

[Escriba texto]

Finalmente, El calor latente del agua (w) se determina por medio la constante R de los gases (8314 J/Kmol K), M_A el peso molecular del agua (18 kg/kmol) y T , la temperatura a la cual ocurre el proceso.

$$w = \frac{R}{M_A} [6547.1 - 4.23(T + 273.16)] \quad (5)$$

b) Flujo de aire

A partir del cálculo de calor se procede a determinar el flujo másico de aire caliente requerido para secar el producto alimenticio. Se utiliza la ecuación 6.

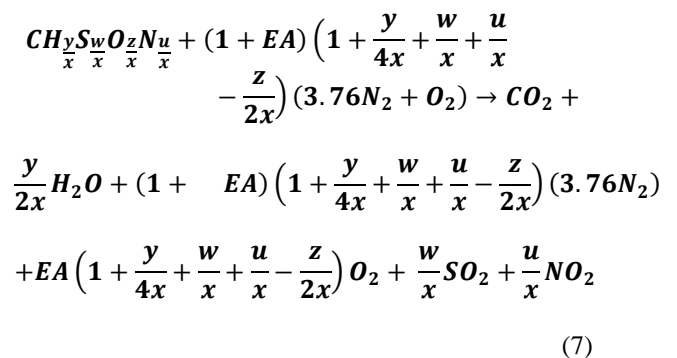
$$\dot{m}_c = \frac{Q_T}{C_{pc} * (T_{ac} - T_s)} \quad (6)$$

Dónde: \dot{m}_c es el flujo másico aire caliente [Kg/s], Q_T el calor total necesario para el secado [W], C_{pc} el calor específico del aire [J/Kg.°K], T_{ac} la temperatura de aire caliente [°K] y T_s la temperatura de superficie [°K].

c) Análisis de combustión.

Como se ha determinado utilizar biomasa como fuente principal de combustible, se hace necesario realizar el análisis de combustión, para nuestro caso se utilizar cascarilla de arroz por factibilidad de cálculo.

Los combustibles fósiles usualmente tienen altos contenidos de Carbono, Hidrógeno, oxígeno y otros elementos en porcentajes menores como el nitrógeno y el azufre por lo tanto una fórmula general de cualquier combustible en particular puede ser expresado en la ecuación 7; [6] [7] [8].



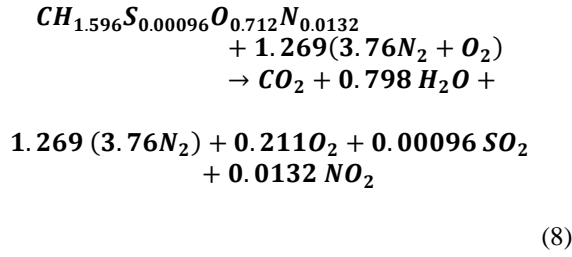
Donde los subíndices y/x , w/x , z/x , u/x representan el número de átomos presentes en la molécula, la relación y/x indica el número de átomos de hidrógeno que se tiene por cada átomo de carbono.

Para determinar los subíndices que corresponden a cada elemento es necesario conocer la composición química del combustible, en la tabla 3, se muestra la composición de la cascarilla de arroz con los porcentajes asignados a cada elemento.

Tabla 3. Composición química de la cascarilla de arroz [9]

Cascarilla de arroz	
Componente	%
Carbono	39,1
Hidrógeno	5,2
Nitrógeno	0,6
Oxígeno	37,1
Azufre	0,1
Cenizas	17,9
Total	100

En consecuencia, la ecuación química de combustión para la cascarilla de arroz con un 20 % de exceso de aire, se presenta en la ecuación (8);



En un proceso de combustión es indispensable conocer la relación aire combustible, la cual expresa la cantidad de aire (m_{aire}) necesaria para combustionar una cierta cantidad de combustible ($m_{\text{cascarilla}}$), como se indica en la ecuación (9).

$$m_{\left(\frac{a}{f}\right)\text{teórico}} = \frac{m_{\text{aire}}}{m_{\text{cascarilla}}} \tag{9}$$

A partir de lo anterior, se determina la relación de aire-combustible teórico real con un exceso de aire EA del 20%, expresándose a través de la ecuación (10).

$$m_{\left(\frac{a}{f}\right)\text{real}} = m_{\left(\frac{a}{f}\right)\text{teórico}} * (\mathbf{1} + \mathbf{EA}) \tag{10}$$

d) Diseño del intercambiador

Para el diseño del intercambiador de calor se definieron las temperaturas de entrada y salida deseadas. Se determinó el flujo másico del aire y de los gases de combustión que entraran en el intercambiador de calor.

La temperatura de entrada de los gases de combustión [°K] T_{hi} será de 300 °C, T_{ho} la temperatura de salida de los gases de combustión [°K] 120 °C, T_{ci} la temperatura de entrada del aire [°K] 27 °C y T_{co} la

temperatura de salida del aire [°K], 60 °C.

Posteriormente se realiza el balance de energía del sistema, con el fin de determinar el flujo de los gases de combustión y el flujo de aire caliente necesario para secar, para ello se debe de igualar la ecuación 11 y 12

$$q = \dot{m}_c * C_{pc} * (T_{ci} - T_{co}) \tag{11}$$

$$q = \dot{m}_h * C_{ph} * (T_{hi} - T_{ho}) \tag{12}$$

Donde: \dot{m}_h representa el flujo másico de los gases [Kg/s], \dot{m}_c el flujo másico del aire [Kg/s], C_{pc} el calor específico del aire [J/Kg.°K] y C_{ph} el calor específico de los gases [J/Kg.°K].

El calor total de transferencia de calor entre ambos fluidos se determina a través de la ecuación 13.

$$Q = U * \pi * D_i * L * N_T * \Delta T_{ml} \tag{13}$$

Donde: U representa el coeficiente global de transferencia de calor [W/m² °K], D_i el diámetro interno del tubo [m], L la longitud del tubo [m], N_t el número de tubos y ΔT_{ml} la diferencia de temperaturas medias logarítmicas [°K].

El coeficiente global de transferencia de calor se determina a través del coeficiente de convección interno h_i y el externo h_o , depende del número de Nusselt, k la conductividad térmica [W/m² °K] y el diámetro [m] del tubo. Lo que se abría de considerar para el cálculo que el número de Nusselt está en función de la geometría, del número de Reynolds (Re) y del número de Prandtl (Pr). Por consiguiente, la ecuación utilizada para determinar el número de Reynolds en flujo interno se presenta en la ecuación 14, y la ecuación representativa para determinar el número de Reynolds externo se presenta en la ecuación 15.

$$Re_D = \frac{4\dot{m}_h}{\pi * D_i * \mu_{gas} * N_T} \tag{14}$$

$$Re_{D\text{max}} = \frac{\rho_{\text{aire}} * V_{\text{max}} * D}{\mu_{\text{aire}}} \tag{15}$$

Donde: ρ_{aire} representa la densidad del aire [Kg/m³], μ_{aire} la Viscosidad dinámica del aire [N.s/m²] y V_{max} la velocidad máxima en el banco de tubos [m/s].

Finalmente se determina, la caída de presión del banco de tubos Donde: N_L Representa el número de líneas, x el factor de correlación y f el factor de fricción. Ecuación (16).

$$\Delta p = N_L * x * \left(\frac{\rho * V_{\text{max}}^2}{2} \right) * f \tag{16}$$

e) Diseño de la cámara de combustión

Se empieza determinando el calor por la combustión de la cascarilla de arroz, donde se involucra variables tales como; poder calorífico de la cascarilla de arroz [KJ/Kg] y el flujo másico necesario para combustionar la biomasa.

$$Q_c = \dot{m}_{cascarilla} * PC \tag{17}$$

A partir de este valor se determina el calor perdido de la cámara del horno y las dimensiones de este.

$$Q_c = U_c * A_c * (T_c - T_a) \tag{18}$$

Donde: U_c representa el coeficiente global de transferencia de calor en la cámara de combustión [W/m².°K], A_c el área de las paredes de la cámara de combustión [m²], T_c la temperatura interior de la cámara [°K] y T_a la temperatura ambiente [°K].

El calor almacenado en las paredes de la cámara de combustión se determina conociendo; m_p representa la masa de las paredes [Kg], C_{pp} el calor específico del acero, T_{pi} la temperatura de la pared interior de la cámara [°K], T_m la temperatura media en las paredes [°K] y T_{po} Temperatura pared exterior de la cámara [°K].

$$Q_a = m_p * C_{pp} * (T_{pi} - T_m) \tag{19}$$

Finalmente, se determina el calor perdido en las cenizas a través de conocer las m_{ce} representa el flujo másico de las cenizas [Kg/s], C_{pe} el calor específico de las cenizas [J/Kg.°K], T_{ce} la temperatura de las cenizas [°K] y T_a la temperatura ambiente [°K], como se indica en (20)

$$Q_{ce} = m_{ce} * C_{pe} * (T_{ce} - T_a) \tag{20}$$

2.4. Simulación

En la actualidad un método muy preciso para evaluar un sistema o proceso se analiza a través del método de elementos finitos obteniendo soluciones muy aproximadas en tiempos relativamente cortos. Esta metodología permite validar un prototipo sin necesidad de realizar la construcción y las respectivas pruebas experimentales, por lo tanto, los posibles errores pueden ser corregidos en una etapa temprana de diseño, evitando pérdidas económicas que podrían generarse en caso de construir un prototipo sin una previa validación.

a) Intercambiador de calor

Para evaluar el desempeño del intercambiador de calor se utilizó el programa de simulación de fluidos computacional CFD, esto permitió validar el flujo de aire y de gases calculados teóricamente y realizar todos los cambios que fueron necesarios. Se verificó que el aire alcanzara la temperatura deseada a la salida del intercambiador. También fueron evaluados otros parámetros con fin de mejorar el diseño, siendo;

temperatura de las paredes, velocidad del aire y velocidad de los gases de combustión. El intercambiador de calor fue simulado ingresando como valores de entrada las temperaturas teóricas, flujo másico y otros parámetros previamente calculados teóricamente. (ver figura 5)

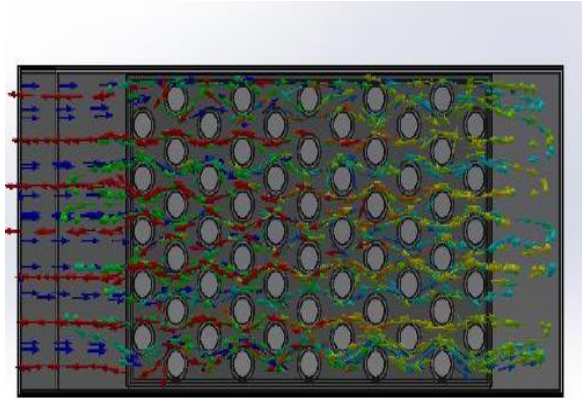


Figura 5: Simulación del intercambiador de calor

b) Horno de combustión

La cámara de combustión del horno fue simulada de tal manera que se pueda visualizar la temperatura de salida de los gases de combustión y la temperatura de superficie de las paredes de la cámara como se muestra en la fig.6. Durante la simulación se ingresó los parámetros de combustión de la cascarilla de arroz (ver tabla 4).

Tabla 4: Parámetros de combustión

Nomenclatura	Unidad	Valores
Relación aire combustible		8,3
Flujo de aire para combustión	Kg/ h	39
Consumo de cascarilla	Kg/ h	4,7
Calor de combustión	Kw	16,97

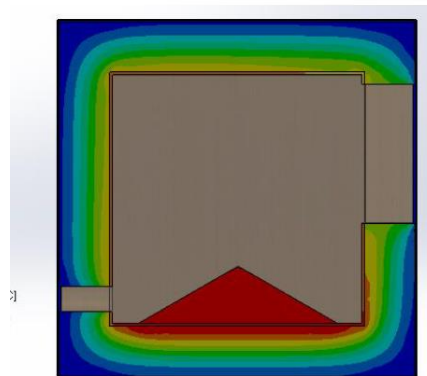


Figura 6: Simulación del horno de combustión

[Escriba texto]

2.5. Bias

Es importante determinar el error o sesgo de esta investigación, en relación a los análisis teóricos realizado a través de las fórmulas y el análisis realizado a través de la simulación utilizando un programa computacional de CFDs, en este caso solidworks flow simulation. Se analiza bias de los datos de temperatura de los gases y velocidad de viento. $R_{teórico}$, siendo el resultado teórico del análisis por formulas, $R_{simulación}$, resultado experimental en nuestro caso el obtenido de la simulación y N es el número de datos o muestras analizadas en la simulación.

$$\sum \frac{R_{teórico} - R_{simulación}}{N} \quad (21)$$

3. RESULTADOS

3.1. Horno de combustión

Los resultados teóricos del análisis de combustión determinados a través de las ecuaciones antes planteada se presentan en la tabla 5.

Tabla 5: Resultados teóricos del análisis de combustión del horno

Nomenclatura	Unidad	Resultado
Calor perdido paredes	w	132,42
Calor almacenado	w	1966,82
Calor perdido cenizas	w	326,48
TOTAL	W	2847.88
Temperaturas		
Temperatura inicial	27	°C
Temperatura final alcanzada en los gases de combustión	301	°C

En base a los resultados antes expuestos se determinó que las dimensiones del horno serán de 70 x 72 x 72 cm con un espesor de aislante de 10 cm. Los materiales seleccionados fueron planchas de acero ASTM A36 de 6 mm de espesor para las paredes interiores y planchas de acero ASTM A36 de 3 mm de espesor para las paredes exteriores, el aislante seleccionado fue fibra de vidrio.

En la figura 7, se muestran los resultados obtenidos de la simulación de la cámara de combustión. Se comprobó que los gases de combustión alcanzaron una temperatura deseada de trabajo de 300° C. Por otro lado, se comprobó que la superficie exterior del horno alcanzó una temperatura de 44 °C. Siendo óptima para la seguridad del operador. Se hace necesario indicar que las muestras o datos obtenidos se determina a través de un malla donde evalúa 5 puntos del mismo.

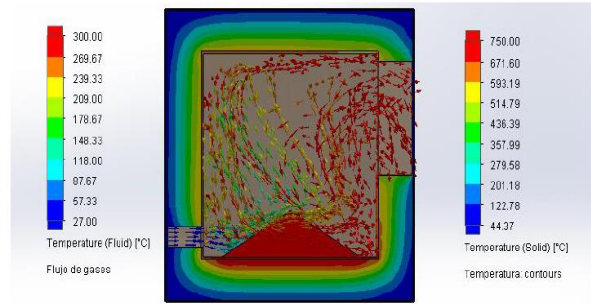


Figura7: Resultados de la temperatura de los gases calientes.

Con la finalidad de mostrar el comportamiento de la cámara de combustión se realizó la simulación en estado transiente térmico. En la figura 8 se muestra el funcionamiento del horno durante 6 horas de operación, donde alcanza una temperatura promedio de 300 °C a las 2 horas de operación.

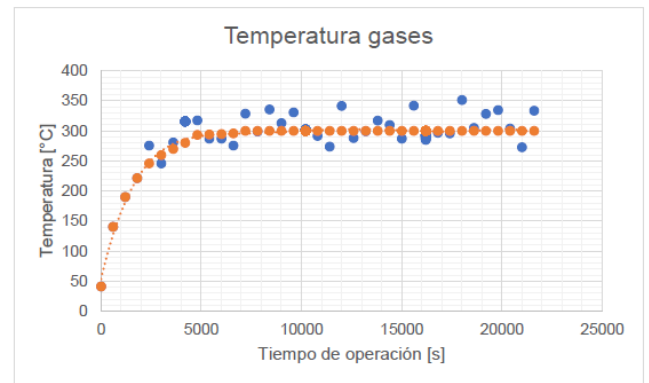


Figura 8: Simulación : Funcionamiento del horno de combustión durante 6 horas de operación

3.2. Intercambiador de calor

En la tabla 6 se muestran los resultados teóricos del intercambiador de calor obtenidos al utilizar la metodología propuesta. A través de la simulación se validaron estos resultados

Tabla 6: Resultados teóricos del análisis del intercambiador de calor

Nomenclatura	Unidad	Resultado
Temperatura media de los gases de combustión	°K	483
Temperatura media del aire	°K	316.50
Flujo másico de los gases	Kg/s	0.012
Transferencia de calor total en el intercambiador de calor	W	2180.70

Coefficiente global de transferencia de calor	W/m ² °K	6.15
Coefficiente de convección interno	W/m ² °K	6.79
Número de Reynolds flujo interno	Unidad	393.72
Número de Nusselt flujo interno	Unidad	4.36
Coefficiente de convección externo	W/m ² °K	64.98
Número de Reynolds flujo externo	Unidad	9218.7
Número de Nusselt flujo externo	Unidad	78.86
Velocidad máxima en el banco de tubos	m/s	4.8
Velocidad de viento en la entrada del secador (salida del intercambiador)	m/s	2.1
Diferencia de temperaturas medias logarítmicas	°K	155.05
Caída de presión en el banco de tubos	Pa	67.28

Por lo tanto, el diseño del intercambiador de calor será de 76 cm de longitud, 30 cm de altura y 50 cm de ancho, con 4 pasos y 60 tubos distribuidos de forma escalonada. Para el análisis ambos fluidos (gas caliente de combustión y aire proveniente de un ventilador) fueron analizados en trayectorias perpendiculares (flujo cruzado). Los materiales seleccionados fueron tubos cédula 40 de 1'' de diámetro y planchas de acero ASTM A36 para la carcasa.

En la fase de simulación del intercambiador de calor, el sistema alcanzó una temperatura de 60°C a la salida del intercambiador de calor, con una velocidad de viento de 1.8 m/s (para conocer el valor de la simulación se valoraron dos puntos de la malla)(Ver figura 8 y 9)

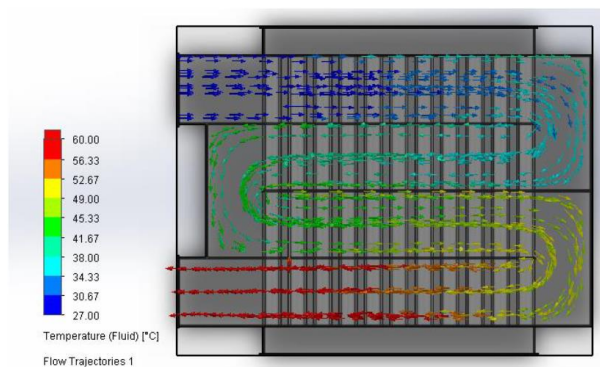


Figura 8: Resultados de la temperatura del aire caliente de salida del intercambiador de calor

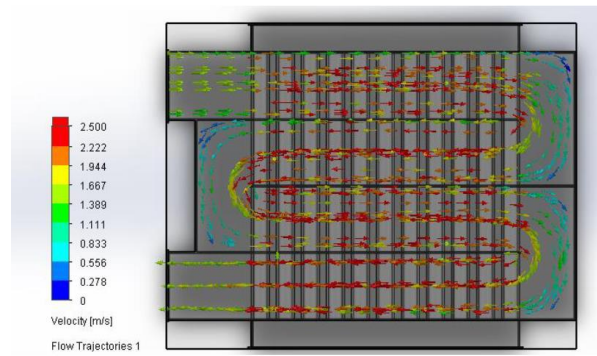


Figura 9: Resultados del flujo de calor del aire caliente de salida del intercambiador de calor

A manera de ejemplo se realizó la simulación en estado transiente del funcionamiento del intercambiador de calor por 6 horas de operación. En la figura 10 se muestra como varía la temperatura del aire por cada hora de operación, alcanzando una temperatura constante de 60 °C. a partir de 2 horas de funcionamiento.

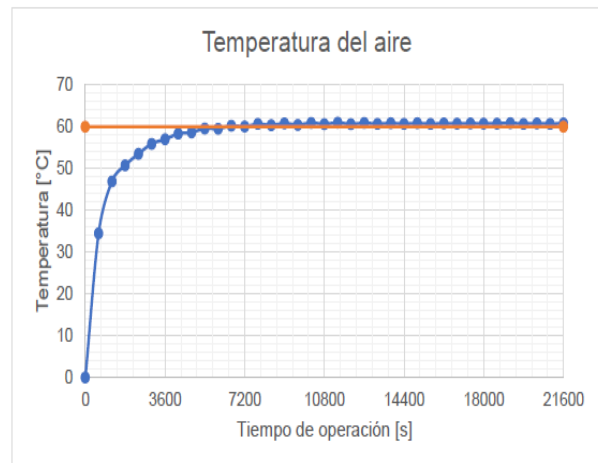


Figura 10: Simulación. Funcionamiento del intercambiador de calor por 6 horas de operación.

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Analizando el diseño del intercambiador, a pesar de las iteraciones realizadas en la simulación y de haber alcanzado la temperatura de salida esperada, su eficiencia resultó ser alrededor del 65 % al ser un intercambiador de flujo cruzado.

Por otra parte, la configuración del banco de tubos en el intercambiador de calor diseñado contribuyó que exista una mejor transferencia de calor, puesto que la distribución de tubos escalonados logró que el fluido circundante produzca turbulencias, generando mayor transferencia de calor entre los tubos y el flujo de aire. A su vez, el diseño de cuatro pasos en el intercambiador logró la temperatura de salida deseada y mejor acople o factibilidad de instalación para el constructor.

Mediante las simulaciones realizadas se obtuvieron resultados significativos de manera que fue posible validar el diseño del horno, se obtuvo un error entre los datos teóricos con los simulados del 2 %. (analizado a través de la ecuación 21 bias)

Las simulaciones realizadas del horno permitieron validar el material y espesor del aislante seleccionado, es concluyente que la selección fue la adecuada de modo que las pérdidas de calor al ambiente fueron reducidas al mínimo, por otro lado, la temperatura máxima de las paredes externas del horno fue de 44 °C lo cual justifica lo antes expuesto teniendo un horno con un funcionamiento óptimo y seguro.

En el caso del intercambiador de calor, la importancia de haber utilizado programa de CFD se basa en la reducción de tiempos y costos que podrían originarse en caso de una construcción fallida. Las simulaciones reemplazaron las pruebas experimentales que deberán realizarse al momento de la construcción, por tanto, si se hace una comparación entre los resultados propuestos en base a las simulaciones realizadas y los resultados experimentales una vez construido el equipo se demostrará que los resultados difieren menos del 4%, a partir de lo establecido en el componente bibliográfico en referencia 1, 2 y 3.

AGRADECIMIENTOS

Este trabajo es uno del componente de las actividades del proyecto REDU “Estudio de la valoración del proceso de secado para optimizar el aprovechamiento de cereales mediante el uso de secadores híbridos”. Se les agradece a la Red Ecuatoriana de Universidades para la Investigación y Postgrados - REDU

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Delgado, Emérita (2015) Diseño, Modelo Matemático y Construcción de un Secadero Optimizado con Energías Limpias. Santiago de Compostela: Universidad de Santiago de Compostela. Enero 20152
- [2] Billiris, M. A., & Siebenmorgen, T. J. (2014). Energy use and efficiency of rice-drying systems II. Commercial, Cross-Flow dryer measurements. *Applied Engineering in Agriculture*, 30(2), 217–226. <https://doi.org/10.13031/aea.30.10287>.
- [3] Billiris, M. A., Siebenmorgen, T. J., & Mauromoustakos, A. (2011). Estimating the theoretical energy required to dry rice. *Journal of Food Engineering*, 107(2), 253–261. <https://doi.org/10.1016/J.JFOODENG.2011.06.015>

- [4] Barriga, A. Delgado, E, Guevara J (2014). Fuentes Renovables de Energía. LATIN, Capitulo 6, ISBN 978-9942-28-131-9, Guayaquil, Ecuador
- [5] Delgado, Emérita. (2012). Design And Analysis Of Hybrid Drying Using Renewable Technologies. *Renewable Energy & Power Quality Journal ICREPQ´ 12*. Santiago de Compostela, Marzo 2012. <http://www.icrepq.com/icrepq'12/545-delgado.pdf>
- [6] Arevalo, Avila , Delgado (2018). Diseño de un horno intercambiador de biomasa y gas para la generación de calor utilizada en el proceso de secado del arroz. Tesis de Grado. Escuela Superior Politécnica del Litoral. Publicada en Junio 2019. <http://www.dspace.espol.edu.ec/xmlui/handle/123456789/46968>
- [7] Cabanzón, J. (2018). Diseño y calculo de un intercambiador de calor. Cantabria: Universidad de Cantabria.
- [8] Improvements, F.(2016) Fired Heaters for General Refinery Service API 560 Standard - 1986 - 2016. Texas: Energy API.2016
- [9] Ministerio de Agricultura, G. A. (s.f.). Ministerio de Agricultura, Ganadería, Acuacultura y Pesca. Obtenido de <https://www.agricultura.gob.ec/>. Revision 28 Agosto 2019
- [10] Miranda, G. (2011) Evaluación del proceso de secado de granos de cacao fermentado, en un secador de bandejas con convección forzada de aire. Barcelona: Universidad de Oriente.
- [11] Amina Benhamou, F. F (2014). Simulation of Solar dryer performance with forced convection experimentally proved. Obtenido de ScienceDirect: <https://www.sciencedirect.com>.